

**THIS PAGE IS INSERTED BY OIPE SCANNING
AND IS NOT PART OF THE OFFICIAL RECORD**

Best Available Images

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

BLACK BORDERS

TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES

FADED TEXT

BLURRY OR ILLEGIBLE TEXT

SKEWED/SLANTED IMAGES

COLORED PHOTOS HAVE BEEN RENDERED INTO BLACK AND WHITE

VERY DARK BLACK AND WHITE PHOTOS

UNDECIPHERABLE GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE THE BEST AVAILABLE
COPY. AS RESCANNING *WILL NOT*
CORRECT IMAGES, PLEASE DO NOT
REPORT THE IMAGES TO THE
PROBLEM IMAGE BOX.**

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 101 54 178.3

Anmeldetag: 05. November 2001

Anmelder/Inhaber: eStop GmbH,
Grafrath/DE

Bezeichnung: Elektromechanische Bremse mit
Selbstverstärkung und veränderlichem
Keilwinkel

Priorität: 21.05.2001 DE 101 24 754.0

IPC: F 16 D 65/21

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 16. Oktober 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident

Im Auftrag

Faust

Elektromechanische Bremse
mit Selbstverstärkung und veränderlichem Keilwinkel

5 Die Erfindung betrifft selbstverstärkende elektromechanische
Scheibenbremsen, insbesondere für Kraftfahrzeuge. Bei solchen
Scheibenbremsen bringt ein elektrischer Aktuator eine Betäti-
gungskraft auf, die die Reibbeläge der Bremse an die sich
drehende Bremsscheibe anlegt. Eine Selbstverstärkungseinrich-
10 tung in Gestalt einer Keilanordnung nutzt die in der sich
drehenden Bremsscheibe enthaltene kinetische Energie zum weite-
ren Zustellen der Reibbeläge, d.h. die Reibbeläge werden mit
einer gegenüber der Aktuatorkraft deutlich erhöhten Kraft, die
nicht von dem elektrischen Aktuator aufgebracht wird, gegen die
15 Bremsscheibe gepresst. Das Grundprinzip einer solchen Bremse
ist aus dem deutschen Patent 198 19 564 bekannt.

Bei bisher bekannten elektromechanischen Bremsen, die als
Selbstverstärkungseinrichtung eine Keilanordnung verwenden, ist
20 der Keilwinkel konstant, d.h. die Keilfläche(n) der Keilanord-
nung weisen längs ihrer Erstreckung ein und denselben Keilwin-
kel auf. Weil der Reibkoeffizient μ während des Betriebes der
Bremse nicht konstant bleibt, sondern beispielsweise in Abhän-
gigkeit der Temperatur stark schwankt, wird der Keilwinkel α
25 in der Praxis entweder so gewählt, daß unter Berücksichtigung
aller im Betrieb der Bremse auftretenden Reibwertschwankungen
die Betätigungskraft des Aktuators stets ein positives Vorzei-
chen hat (Druckkeilprinzip), oder der Keilwinkel α wird so
gewählt, daß unter Berücksichtigung aller möglichen Reibwert-
30 schwankungen die Betätigungskraft des Aktuators stets ein
negatives Vorzeichen hat (Zugkeilprinzip).

Idealerweise würde man den Keilwinkel α so wählen wollen, daß
für den optimalen Reibkoeffizient die Bedingung $\mu_{\text{opt.}} = \tan \alpha$
35 erfüllt ist, denn dann ist - nach der Einleitung eines Brems-
vorganges durch den Aktuator - die Betätigungskraft, die der
Aktuator zur Erzielung des gewünschten Brems- bzw. Reibmomentes
aufbringen muß, gleich Null. Selbst bei einem solchermaßen

"ideal" gewählten Keilwinkel α können aber im realen Betrieb der Bremse hohe Betätigungskräfte erforderlich werden, da wie bereits erwähnt der Reibkoeffizient stark schwankt. Ein anderes Kriterium, das es bei der Auslegung der Keilanordnung zu berücksichtigen gilt, ist der Verschiebeweg des Keils, der zum Anpressen der Reibbeläge an z.B. die Bremsscheibe und zum Erreichen der gewünschten Reibkraft erforderlich ist. Dieser Verschiebeweg sollte möglichst kurz sein, um den Aufbau der Bremse kompakt halten zu können. Diese Forderung lässt sich nur mit einem relativ großen Keilwinkel erfüllen, während für das zuvor genannte Ziel einer hohen Selbstverstärkung ein relativ kleiner, d.h. flacher Keilwinkel erforderlich wäre.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine elektromechanische Bremse, die als Selbstverstärkungseinrichtung eine Keilanordnung benutzt, unter Beibehaltung eines möglichst kompakten Aufbaus so zu verbessern, daß auch bei im Betrieb auftretenden extremen Werten für den Reibkoeffizient nur eine geringe Betätigungskraft des Aktuators zur Erzielung höchster Reibkräfte benötigt wird.

Diese Aufgabe ist erfindungsgemäß mit einer elektromechanischen Bremse gelöst, die die im Patentanspruch 1 angegebenen Merkmale aufweist. Erfindungsgemäß ist demnach die Keilfläche des Keils der Keilanordnung, deren wesentliche Bauteile der Keil und ein Widerlager sind, so gestaltet, daß der Keilwinkel α auf einem ersten Abschnitt der Keilfläche, der zu Beginn einer Bremsbetätigung wirksam ist, konstant ist, und auf einem sich an den ersten Abschnitt anschließenden zweiten Abschnitt kleiner ist als auf dem ersten Abschnitt. Eine solche Ausgestaltung erfüllt zum einen die Forderung nach einem kurzen Betätigungsweg des Keiles (mit Betätigungsweg ist hier der Verschiebeweg des Keiles gemeint, der notwendig ist, um einen Reibbelag in Kontakt mit dem abzubremsenden Bauteil der Bremse zu bringen und mit einer gewünschten Kraft an dieses Bauteil anzupressen) und zum anderen die Forderung nach einer hohen Selbstverstärkung dann, wenn diese wirklich gebraucht wird, nämlich bei hohen und

höchsten geforderten Reibkräften und schlechtem Reibkoeffizient.

5 Der zweite Abschnitt der Keilfläche, der unter einem kleineren (d.h. flacheren) Keilwinkel als der erste Abschnitt angeordnet ist, kann längs seiner Erstreckung ebenfalls einen konstanten Keilwinkel aufweisen. Der zweite Abschnitt kann jedoch auch aus mehreren Unterabschnitten bestehen, die jeweils einen konstanten Keilwinkel aufweisen, wobei der Keilwinkel von Unterabschnitt zu Unterabschnitt kleiner, d.h. flacher wird.

10 Vorzugsweise ist der Übergang zwischen dem ersten Abschnitt und dem zweiten Abschnitt der Keilfläche so geformt, daß er eine Stetigkeit zweiter Ordnung aufweist, was mathematisch bedeutet, dass an der Übergangsstelle eine Stetigkeit in der ersten
15 Ableitung besteht. Sofern vorhanden, sind auch die Übergänge zwischen einzelnen Unterabschnitten des zweiten Abschnitts der Keilfläche so gestaltet, daß sie eine Stetigkeit zweiter Ordnung besitzen. Auf diese Weise treten beim Überfahren der
20 Übergänge keine sprunghaften Änderungen des Selbstverstärkungsgrades und keine sich daraus ergebenden Reibkraftschwankungen auf, was die Regelbarkeit der Bremse verbessert.

25 Gemäß einer anderen Ausführungsform der erfindungsgemäßen Bremse verkleinert sich der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes der Keilfläche kontinuierlich (degressiver Keilwinkel). Um einen einwandfreien Übergang zwischen dem ersten Abschnitt und dem zweiten Abschnitt der Keilfläche zu erhalten, hat der zweite Abschnitt der Keilfläche an der Übergangsstelle
30 einen mit dem ersten Abschnitt identischen Keilwinkel α .

Bei einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Bremse ist der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes der Keilfläche so gewählt, daß sich bei gleichbleibender Aktuatorkraft, also bei gleichbleibender Betätigungskraft, die auf
35 das Reibglied wirkende Anpresskraft mit zunehmender Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung erhöht. Der Vollständigkeit halber muß hier erwähnt werden, daß diese Betrachtung nur

für einen idealisierten, reibungsfreien Zustand gilt. In der Praxis ist bei einer Verschiebung des Keils zunächst eine Losbrechkraft zu überwinden, was eine gewisse kurzzeitige Krafterhöhung voraussetzt. In dem nach einer (weiteren) Verschiebung erreichten neuen stationären Zustand gilt dann aber wieder die Aussage, daß trotz der in der neuen Stellung des Keils erzielten, höheren Anpresskraft keine höhere Aktuatorkraft aufgewandt werden muß.

Bei einem besonders bevorzugten Ausführungsbeispiel ist der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes so gewählt, daß bei einer Erhöhung der Anpresskraft durch weitere Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung auch bei $\mu = \mu_{\min}$ die erforderliche Aktuatorkraft nicht zunimmt. Eine solche Auslegung stellt sicher, daß eine vorgegebene Aktuatorkraft, beispielsweise die maximal vom Aktuator erzeugbare Betätigungskraft, unter allen Umständen dazu ausreicht, bei einem Bremsvorgang, falls gefordert, die höchstmögliche Reibkraft zu erzielen.

Gemäß einer anderen Ausführungsform ist der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes der Keilfläche so gewählt, daß sich bei abnehmender Aktuatorkraft die auf das Reibglied wirkende Anpresskraft mit zunehmender Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung erhöht. Eine solche Auslegung gestattet es, hohe und höchste Reibkräfte mit relativ geringer Aktuatorkraft zu erzielen, so daß der Aktuator relativ leistungsschwach und damit klein sein kann.

Im folgenden werden einige Überlegungen erläutert und mit den beigefügten Figuren illustriert, die zur Ermittlung eines optimalen Keilwinkelverlaufes einer erfindungsgemäßen Bremse hilfreich sind. In den Figuren zeigt

Fig. 1 schematisch eine Keilanordnung, wie sie in einer erfindungsgemäßen Bremse Verwendung finden kann,

Fig. 2 Graphen, die einen erfindungsgemäßen Keilwinkelverlauf verdeutlichen,

Fig. 3 ein Diagramm, in dem die Aktuatorkraft F_A über der Reibkraft F_R für verschiedene Reibkoeffizienten μ aufgetragen ist, und

Fig. 4 ein weiteres Diagramm, in dem die Aktuatorkraft F_A über der Reibkraft F_R aufgetragen ist und in dem ein Vergleich des Kraftverlaufs einer Keilanordnung mit degressivem Keilwinkel α und einer Keilanordnung mit konstantem Keilwinkel α für eine Bremsung bei minimalem Reibkoeffizienten μ_{\min} wiedergegeben ist.

In Fig. 1 ist sehr schematisch und nur zum Teil eine Keilanordnung 10 dargestellt, wie sie in einer Bremse gemäß der vorliegenden Erfindung Verwendung finden kann. Die Keilanordnung 10 umfaßt als wichtigste Bauteile einen Keil 12 mit einer unter einem Keilwinkel α angeordneten Keilfläche 14. Der Keil 12 kann von einem hier nicht dargestellten elektrischen Aktuator längs einer Betätigungsrichtung x verschoben werden, um einen ebenfalls nicht dargestellten Reibbelag der elektromechanischen Bremse in einer Richtung y zu einem abzubremsenden Bauteil der Bremse hin zu bewegen. Das abzubremsende Bauteil der Bremse ist bei einer Scheibenbremse die sich drehende Bremsscheibe. Bei einer Verschiebung des Keils 12 in Betätigungsrichtung x stützt sich die Keilfläche 14 des Keils 12 an einem bezüglich des Keils ortsfesten Widerlager 16 ab. Damit die Keilanordnung einerseits einen hohen Selbstverstärkungsgrad aufweist und andererseits kurze Betätigungswege ermöglicht, ist die Keilfläche 14 in einen ersten Abschnitt 18 und einen sich daran anschließenden zweiten Abschnitt 20 unterteilt. Der erste Abschnitt 18 ist zu Beginn einer Bremsbetätigung wirksam und weist über seine gesamte Erstreckung einen konstanten Keilwinkel α_1 auf. Der zweite Abschnitt 20 der Keilfläche 14 hat einen degressiven Keilwinkelverlauf, d.h. der Keilwinkel α_2 des zweiten Abschnitts 20 verringert sich im Vergleich zum Keilwinkel α_1 des ersten Abschnitts 18 kontinuierlich. Die strichpunktierte Linie in Fig. 1 stellt die Fortführung des konstanten Keilwinkels α_1 dar, so daß die zunehmende Abweichung des Keilwinkels α_2 vom Keilwinkel α_1 gut erkennbar ist.

Grundsätzlich gilt, daß das maximal geforderte Reib- bzw. Bremsmoment, auch als Nennreibmoment bezeichnet, und die dafür bei minimalem Reibkoeffizient notwendige Normalkraft bei einer gegebenen Bremse aufgrund ihrer Auslegung feststeht. Mit dem Begriff "Normalkraft" ist hier die in einer Richtung normal zum abzubremsenden Bauteil der Bremse wirkende Kraft gemeint, die das Reibglied an das abzubremsende Bauteil presst.

Bei den folgenden Überlegungen wird vorausgesetzt, daß die Bremse durch eine Regelung daran gehindert ist das Nennreibmoment zu überschreiten. Für die Leistung der Bremse ist eine solche Reibmomentbegrenzung kein Nachteil, denn das Nennreibmoment wird man z.B. bei einer Fahrzeugbremse ohnehin so wählen, daß das abzubremsende Fahrzeugrad mit dem Nennreibmoment selbst bei optimaler Reifenhaftung noch zum Blockieren gebracht werden kann. Ähnlich wird man z.B. bei einer Wellenbremse das Nennreibmoment so wählen, daß die Welle beim Abbremsen nicht absichert. Ein über das durch intelligente Auslegung gewählte Nennreibmoment hinausgehendes Reibmoment würde demnach keinen Nutzen bringen oder sogar Schaden anrichten können.

Aus dem maximal geforderten Reibmoment ergibt sich die geforderte maximale Reibkraft, zu deren Erzeugung eine Normalkraft aufzubringen ist, deren Größe vom jeweils vorherrschenden Reibkoeffizienten abhängt. Die zur Erreichung der maximal geforderten Reibkraft maximal aufzubringende Normalkraft ist demnach eine Funktion des Reibkoeffizienten μ gemäß der Beziehung

$$F_{N,max} = f(\mu) \Big|_{F_{R,max}} = \frac{F_{R,max}}{\mu} \quad (1)$$

mit $F_{N,max}$ = maximal notwendige Normalkraft (zur Erzielung der maximal geforderten Reibkraft)

$F_{R,max}$ = maximal geforderte Reibkraft

μ = Reibkoeffizient

Aus der vorstehenden Beziehung ergibt sich, daß die höchste Normalkraft dann benötigt wird, wenn der Reibkoeffizient minimal ist, d.h. wenn $\mu = \mu_{\min}$ gilt.

5 Unter der Annahme, daß die betrachtete Bremse eine Scheibenbremse mit einem die Bremsscheibe übergreifenden Bremssattel ist, weitet sich der Bremssattel beim Bremsvorgang proportional zur Normalkraft auf. Der Verschiebeweg des Keils 12 in Drehrichtung der abzubremsenden Bremsscheibe ist ebenfalls proportional zur Aufweitung des Bremssattels. Unter Berücksichtigung der obengenannten Beziehung und einer durch die Auslegung der Bremse begrenzten maximal auftretenden Normalkraft können dann folgende Feststellungen getroffen werden:

- 15 - Die sich bei maximaler Bremskraft ergebende Stellung des Keils 12 in Drehrichtung der abzubremsenden Bremsscheibe ist proportional zum vorherrschenden Reibkoeffizienten μ .
- 20 - Die am weitesten in Betätigungsrichtung x verschobene Stellung des Keils wird nur dann erreicht, wenn der Reibkoeffizient μ seinen minimalen Wert annimmt.
- Die Betätigungskraft des Aktuators erreicht bei minimalem Reibkoeffizienten ihren Maximalwert in Druckrichtung.

25 Für den Fall maximaler Bremskraftanforderung bei gleichzeitig minimalem Reibkoeffizienten ist eine Verringerung des Keilwinkels α hinsichtlich solcher Bereiche der Keilfläche 14 zulässig, die dann, d.h. bei einer entsprechend großen Verschiebung des Keils in Betätigungsrichtung x, wirksam sind, denn solche großen Keilverschiebungen werden in keinem anderen Betriebszustand erreicht.

35 Gesucht ist nun ein optimaler Keilwinkelverlauf in Abhängigkeit von der Normalkraft. Der optimale Keilwinkelverlauf soll eine gleichmäßige Zug- und Druckverteilung der zur Verfügung stehenden Aktuatorkraft über den gesamten Betriebsbereich der Bremse gewährleisten und sicherstellen, daß die Bremse insbesondere im

Zugkeilbetrieb nicht blockiert, wozu es kommen kann, wenn der Reibkoeffizient sehr viel größer als der Tangens des Keilwinkels α ist und der Aktuator nicht mehr genügend Zugkraft aufbringen kann, um eine weitere Verschiebung des Keiles 12 in Betätigungsrichtung zu unterbinden. Darüber hinaus muß die Betätigungskraft des Aktuators groß genug sein, um die Bremse unter allen Betriebsbedingungen wieder lösen zu können.

Aus den obenstehenden Überlegungen ergibt sich, daß es nur bei sehr kleinem Reibkoeffizienten zu sehr großen Keilverschiebungen kommt. Im Bereich kleiner Keilverschiebungen tritt die volle Schwankungsbreite des Reibkoeffizienten auf, weshalb in dem ersten Abschnitt 18 der Keilfläche 14 der Keilwinkel α konstant gewählt werden muß. Das Ende des ersten Abschnitts 18 der Keilfläche 14 ist definiert durch den Wert der Normalkraft, bei dem unter der Annahme eines maximalen Reibkoeffizienten die zum maximalen Bremsmoment gehörige maximale Reibkraft erreicht wird. Der gesuchte Wert der Normalkraft ergibt sich also für eine Schwimmsattelscheibenbremse aus der Beziehung

$$F_{N,1,max} = \frac{F_{R,max}}{2\mu_{max}} \quad (2)$$

mit $F_{N,1,max}$ = maximale Normalkraft im ersten Abschnitt der Keilfläche

$F_{R,max}$ = maximale Reibkraft

μ_{max} = maximaler Reibkoeffizient

Aufgrund der zuvor ausgeführten Überlegungen existiert für die Normalkraft $F_{N,1,max}$ eine eindeutig definierte Keilstellung und somit ein zugehöriger Betätigungsweg X_1 , d.h. der erste Abschnitt 18 der Keilfläche 14, über den der Keilwinkel α konstant ist, beginnt bei einer Keilverschiebung Null und endet an einer Stelle, die der Keilverschiebung X_1 entspricht.

Für Keilverschiebungen im Bereich $0 < x < X_1$, d.h. für den ersten Keilabschnitt, wird jetzt der optimale Keilwinkel α gesucht, bei dem unter Berücksichtigung eines zusätzlichen

Sicherheitsfaktors Z für den Zugkeilbetrieb die Aktuatorkräfte für den Fall des maximalen Reibkoeffizienten (bei Zugkeilbetrieb) und den Fall des minimalen Reibkoeffizienten (bei Druckkeilbetrieb) gegengleich sind. Es soll also gelten:

$$F_{A,1,Druck,max} = - \frac{F_{A,1,Zug,max}}{Z_{Zugkeil}} \quad (3)$$

mit $F_{A,1,Druck,max}$ = maximal vom Aktuator aufzubringende Druckkraft

$F_{A,1,Zug,max}$ = maximal vom Aktuator aufzubringende Zugkraft

Z = Sicherheitsfaktor für Zugkeilbetrieb

Für die Aktuatorkraft F_A gilt grundsätzlich

$$F_A = (\tan \alpha - \mu) F_N, \quad (4)$$

so daß die vorstehende Gleichung (3) umgeschrieben werden kann zu

$$(\tan \alpha - \mu_{\min}) F_N \cdot Z_{Zugkeil} = -(\tan \alpha - \mu_{\max}) F_N \quad (5)$$

woraus sich der optimale Keilwinkel α_1 für den ersten Abschnitt ergibt zu

$$\tan \alpha_1 = \frac{\mu_{\max} + Z \cdot \mu_{\min}}{1 + Z} \quad (6)$$

Bei maximalem Reibkoeffizient μ_{\max} tritt bei einer Keilver-schiebung X_1 die geforderte maximale Reibkraft $F_{R,max}$ auf, bei minimalem Reibkoeffizienten μ_{\min} resultiert aus dieser Keil-stellung jedoch eine wesentlich geringere Bremskraft gemäß der Beziehung

$$F_{R,1,\mu_{\min}} = \frac{\mu_{\min}}{\mu_{\max}} \cdot F_{R,max} \quad (7)$$

Die dafür erforderliche Aktuatorkraft ergibt sich aus der Beziehung

$$F_{A,1,Druck,max} = \frac{\tan \alpha_1 - \mu_{min}}{\mu_{min}} \cdot \frac{F_{R,1,\mu min}}{2} \quad (8)$$

5

welche sich unter Verwendung der Beziehungen (3) und (6) umschreiben lässt zu

$$F_{A,1,Druck,max} = \frac{\mu_{max} - \mu_{min}}{(Z+1) \cdot \mu_{max}} \cdot \frac{F_{R,max}}{2} \quad (9)$$

10

Der erste Abschnitt 18 der Keilfläche 14 ist damit hinsichtlich aller wesentlichen Auslegungsgrößen eindeutig bestimmt.

15

Der zweite Abschnitt 20 der Keilfläche 14 weist allgemein einen kleineren, d.h. flacheren Keilwinkel als der erste Abschnitt 18 auf. Bei der Wahl des Keilwinkels α für den zweiten Abschnitt 20 der Keilfläche 14 ist zu beachten, daß ein großer Keilwinkel den Betätigungsweg verkleinert, was sich günstig auf das Bauvolumen der Bremse und die Dynamik der Stellvorgänge auswirkt.

20

Ferner soll der gewählte Keilwinkelverlauf zu einer geringstmöglichen Änderung des Keilwinkels führen, damit sich der Selbstverstärkungsfaktor in Abhängigkeit der Keilverschiebung möglichst wenig ändert, was vorteilhaft ist für eine stabile und damit störungsfreie Regelung.

25

Einen sehr vorteilhaften Keilwinkelverlauf für den zweiten Abschnitt 20 der Keilfläche 14 erhält man, wenn sich der Keilwinkel α entlang dem zweiten Abschnitt nur so weit verringert, daß die in der Gleichung (9) für den ersten Abschnitt 18 der Keilfläche 14 definierte maximale Aktuatorkraft $F_{A,1,Druck,max}$ dazu ausreicht, um den Keil unter allen Betriebsbedingungen, insbesondere bei $\mu = \mu_{min}$, zu verschieben.

30

35

Zur Ermittlung dieses vorteilhaften Keilwinkelverlaufes für den zweiten Abschnitt 20 der Keilfläche 14 wird deshalb der Fall $\mu = \mu_{min}$ betrachtet, um auch für diesen Extremfall die maximal

geforderte Reibkraft aufbringen zu können, und hinsichtlich der Aktuatorkraft F_A die Randbedingung

$$F_A = F_A(\mu = \mu_{\min}; \alpha_x = f(F_{N,x})) = F_{A,1,Druck,max} = \text{konst.} \quad (10)$$

festgelegt. Mit dieser Randbedingung ist sichergestellt, daß die Aktuatorkraft den Wert, der als Maximalwert für den ersten Abschnitt 18 der Keilfläche 14 ermittelt worden ist, nicht überschreitet. Anders ausgedrückt bedeutet die Randbedingung (10), daß für jede Position $x > x_1$ die Aktuatorkraft F_A für $\mu = \mu_{\min}$ ihren Maximalwert annimmt. Für Betriebsbedingungen, in denen $\mu > \mu_{\min}$ ist, wird die Aktuatorkraft F_A kleiner und kann sogar negativ werden (Zugkeilbetrieb). Ersetzt man in der Gleichung (10) die Aktuatorkraft F_A gemäß der Beziehung (4) und setzt für die Normalkraft F_N die Beziehung (2) ein, ergibt sich für den gesuchten Verlauf des $\tan \alpha_{2,x}$

$$(\tan \alpha_1 - \mu_{\min}) F_{N,1,max} = -(\tan \alpha_{2,x} - \mu_{\min}) F_{N,x} \quad (11)$$

welche sich umformen lässt zu

$$\tan \alpha_{2,x} = \mu_{\min} + (\tan \alpha_1 - \mu_{\min}) \frac{F_{N,1,max}}{F_{N,x}} \quad (12)$$

und weiter zu

$$\tan \alpha_{2,x} = \mu_{\min} + (\tan \alpha_1 - \mu_{\min}) \frac{F_{R,max}}{2 \cdot \mu_{\max}} \cdot \frac{1}{F_{N,x}} \quad (13)$$

was eine Differentialgleichung für den Keilverlauf darstellt.

In den Figuren 2 bis 4 werden die Auswirkungen eines in Übereinstimmung mit der vorliegenden Erfindung gestalteten Keilwinkelverlaufes anhand von Diagrammen verdeutlicht. Die in den Diagrammen enthaltenen Graphen wurden unter Zugrundelegung repräsentativer Werte berechnet, nämlich für $\mu_{\min} = 0,2$, $\mu_{\max} = 0,6$, $Z = 0,8$, einer angenommenen maximal geforderten Reibkraft

$F_{R,max} = 14 \text{ kN}$, und einem angenommenen maximalen Zuspännweg y_{max} von 3,1 mm.

In Fig. 2 zeigt die durchgezogene Linie die Keilkontur, die sich aus einer einfachen numerischen Integration der Differentialgleichung (13) ergibt. Zum Vergleich führt die gepunktete Linie den konstanten, für den ersten Keilabschnitt errechneten Keilwinkel von $22,9^\circ$ weiter, während die gestrichelte Linie einen konstanten Keilwinkel von $17,6^\circ$ wiedergibt, der sich ergeben würde, wenn eine die Bedingung (3) erfüllende Kontur mit durchgehend konstantem Keilwinkel für beide Keilabschnitte verwendet würde. Die strichpunktierte Linie, für die die rechte Ordinate der Fig. 2 gilt, gibt den Verlauf des Keilwinkels α als Funktion der Keilverschiebung an.

Führt man mit

$$\mu_x = \frac{F_{R,max}}{2 \cdot F_{N,x}} \quad (14)$$

eine Hilfsgröße μ_x ein, die dem maximalen Reibkoeffizient entspricht, der mit einer bestimmten Keilstellung korrespondiert, stellt sich die Gleichung (13) etwas anschaulicher als

$$\tan \alpha_x = \mu_{min} + (\tan \alpha_1 - \mu_{min}) \frac{F_{R,max}}{2 \cdot \mu_{max}} \cdot \frac{2 \cdot \mu_x}{F_{R,max}} \quad (15)$$

und umgeformt als

$$\tan \alpha_x = \mu_{min} + (\tan \alpha_1 - \mu_{min}) \frac{\mu_x}{\mu_{max}} \quad (16)$$

dar. Damit ist auch der zweite Abschnitt 20 der Keilfläche 14 hinsichtlich des Keilwinkelverlaufs eindeutig beschrieben.

Fig. 3 zeigt, daß mit der gewählten Auslegung unabhängig vom vorherrschenden Reibkoeffizient μ eine maximale Aktuatorkraft F_A von 2,6 kN in Druckrichtung (bei $\mu = \mu_{min}$, vergleiche den durchgezogenen Linienverlauf) und 2,1 kN in Zugrichtung (bei $\mu = 0,6$, vergleiche den gestrichelten Linienverlauf) zur Errei-

chung der maximal geforderten Reibkraft $F_{R,max} = 14 \text{ kN}$ nicht
 überschritten wird. Die punktierte Linie gibt den Verlauf der
 Aktuatorkraft für einen mittleren Reibkoeffizienten $\mu = 0,35$
 an. Man erkennt, daß bei einem solchen mittleren Reibkoeffi-
 zienten für zunehmende Reibkräfte die Aktuatorkraft bis zum
 Ende des ersten Abschnittes 18 der Keilfläche 14 ansteigt, um
 dann im zweiten Abschnitt 20 für weiter zunehmende Reibkräfte
 wieder zu fallen, wobei es im Bereich sehr hoher Reibkräfte
 sogar zu einem Vorzeichenwechsel der Aktuatorkraft kommt, d.h.
 der Keil 12 arbeitet in diesen Bereichen nicht mehr als Druck-
 keil, sondern als Zugkeil.

Vergleicht man die hier angenommene maximale Aktuatorkraft $F_A =$
 $2,6 \text{ kN}$ und die mit dieser Aktuatorkraft erzielte maximale
 Reibkraft $F_{R,max} = 14 \text{ kN}$ mit einer Aktuatorkraft, wie sie bei
 herkömmlichem konstantem Keilwinkel α über die gesamte Keil-
 fläche erforderlich wäre, um dieselbe Reibkraft $F_{R,max} = 14 \text{ kN}$
 zu erreichen, ergibt sich für den degressiven Keilwinkelverlauf
 eine zusätzliche Kraftverstärkung gemäß der Beziehung

$$C_{\alpha \text{degr}}^* = \frac{F_{A \text{max}, \alpha \text{const}}}{F_{A \text{max}, \alpha \text{degr}}} = \frac{\frac{\mu_{\text{max}} - \mu_{\text{min}}}{Z \cdot \mu_{\text{max}} + \mu_{\text{min}}} \cdot \frac{F_{\text{Fnenn}}}{2}}{\frac{\mu_{\text{max}} - \mu_{\text{min}}}{(Z + 1) \cdot \mu_{\text{max}}} \cdot \frac{F_{\text{Fnenn}}}{2}} = \frac{Z \cdot \mu_{\text{max}} + \mu_{\text{max}}}{Z \cdot \mu_{\text{max}} + \mu_{\text{min}}} \quad (17)$$

Für die weiter oben angenommenen repräsentativen Werte ergibt
 sich für einen degressiven Keilwinkelverlauf im Vergleich zu
 einem konstanten Keilwinkel ein Kraftverstärkungswert C^* von
 1,6. Der genannte Zusammenhang ist in Fig. 4 graphisch wieder-
 gegeben, wo die Aktuatorkraft F_A über der Reibkraft F_R aufge-
 tragen ist. Die durchgezogene Linie gibt den Zusammenhang für
 einen degressiven Keilwinkelverlauf wieder, während die gestri-
 chelte Linie einem konstanten Keilwinkel α entspricht, jeweils
 für eine Bremsung bei minimalem Reibkoeffizienten. Man sieht,
 daß bei konstantem Keilwinkel α zur Erreichung der maximalen
 Reibkraft $F_{R,max}$ eine Aktuatorkraft F_A von etwa 4,1 kN erforder-
 lich wäre.

Aus konstruktiver Sicht ist der degressive Keilwinkerverlauf deshalb sehr vorteilhaft, denn er erlaubt es, den Aktuator ohne Beeinträchtigung der Bremsleistung leistungsschwächer und damit kleiner, leichter und kostengünstiger auszulegen.

5

Ein Blick auf Fig. 2 zeigt auch, daß zur Erzielung eines gewünschten Zuspannweges y mit dem degressiven Keilwinkerverlauf kürzere Keilverschiebungswege X ausreichen, als sie erforderlich wären, wenn eine die Bedingung (3) erfüllende Kontur mit

10

durchgehend konstantem Keilwinkel verwendet würde.

1527

Patentansprüche

- 5 1. Elektromechanische Bremse, insbesondere für Fahrzeuge, mit
einem elektrischen Aktuator, der eine Betätigungskraft erzeugt
und auf zumindest ein Reibglied wirkt, um dieses zum Hervorru-
fen einer Reibkraft gegen ein drehbares, abzubremsendes Bauteil
10 der Bremse zu drücken, und einer zwischen dem Reibglied und dem
elektrischen Aktuator angeordneten Selbstverstärkungseinrich-
tung, die zur Selbstverstärkung der vom elektrischen Aktuator
erzeugten Betätigungskraft führt und wenigstens einen Keil (12)
mit einer unter einem Keilwinkel α angeordneten Keilfläche
(14) aufweist, die sich an einem zugehörigen Widerlager (16)
15 abstützt, wobei
- der elektrische Aktuator den Keil (12) relativ zum Widerlager
(16) in einer Betätigungsrichtung (x) verschiebt, um die Bremse
zu betätigen, und
 - der Keilwinkel α auf einem ersten Abschnitt (18) der
- 20 Keilfläche (14), der zu Beginn der Bremsbetätigung wirksam ist,
konstant ist, und auf einem sich an den ersten Abschnitt (18)
anschließenden zweiten Abschnitt (20) kleiner ist als auf dem
ersten Abschnitt (18).
- 25 2. Bremse nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, daß der Keilwinkel α auf dem zweiten
Abschnitt (20) zumindest bereichsweise konstant ist.
- 30 3. Bremse nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet, daß der Übergang zwischen dem ersten
Abschnitt (18) und dem zweiten Abschnitt (20) und zwischen
Bereichen des zweiten Abschnitts (20) eine Stetigkeit zweiter
Ordnung aufweist.
- 35 4. Bremse nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, daß der Keilwinkel α sich längs des
zweiten Abschnittes (20) kontinuierlich verkleinert, beginnend

mit dem Wert, den der Keilwinkel α auf dem ersten Abschnitt (18) der Keilfläche (14) hat.

5. Bremse nach Anspruch 1,

5 dadurch gekennzeichnet, daß der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes (20) so gewählt ist, daß sich bei gleichbleibender Aktuatorkraft die auf das Reibglied wirkende Anpresskraft mit zunehmender Verschiebung des Keils (12) in Betätigungsrichtung (x) erhöht.

10

6. Bremse nach Anspruch 5,

dadurch gekennzeichnet, daß der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes (20) so gewählt ist, daß sich bei gleichbleibender Aktuatorkraft und minimalem Reibkoeffizienten die auf das Reibglied wirkende Anpresskraft mit zunehmender Verschiebung des Keils (12) in Betätigungsrichtung (x) erhöht.

15

7. Bremse nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet, daß der Keilwinkel α längs des zweiten Abschnittes (20) so gewählt ist, daß sich bei abnehmender Aktuatorkraft die auf das Reibglied wirkende Anpresskraft mit zunehmender Verschiebung des Keils (12) in Betätigungsrichtung (x) erhöht.

20

8. Bremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet, daß der Keilwinkel α des ersten Abschnitts (18) der Keilfläche (14) bestimmt ist durch die Beziehung

$$\tan \alpha_1 = \frac{\mu_{\max} + Z \cdot \mu_{\min}}{1 + Z}$$

30

mit α_1 = Keilwinkel des ersten Abschnitts der Keilfläche
 μ_{\max} = maximaler Reibkoeffizient
 μ_{\min} = minimaler Reibkoeffizient
 Z = Sicherheitsfaktor

35

9. Bremse nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, daß der Keilwinkel α längs des zweiten
Abschnitts (20) der Keilfläche (14) bestimmt ist durch die
Beziehung

5
$$\tan \alpha_{2,x} = \mu_{\min} + (\tan \alpha_1 - \mu_{\min}) \frac{\mu_x}{\mu_{\max}}$$

mit $\alpha_{2,x}$ = Keilwinkel des zweiten Abschnitts der Keil-
fläche als Funktion des Betätigungsweges x

α_1 = Keilwinkel des ersten Abschnitts der Keilfläche

10 μ_x = maximaler Reibkoeffizient als Funktion des
Betätigungsweges x

μ_{\max} = maximaler Reibkoeffizient

μ_{\min} = minimaler Reibkoeffizient

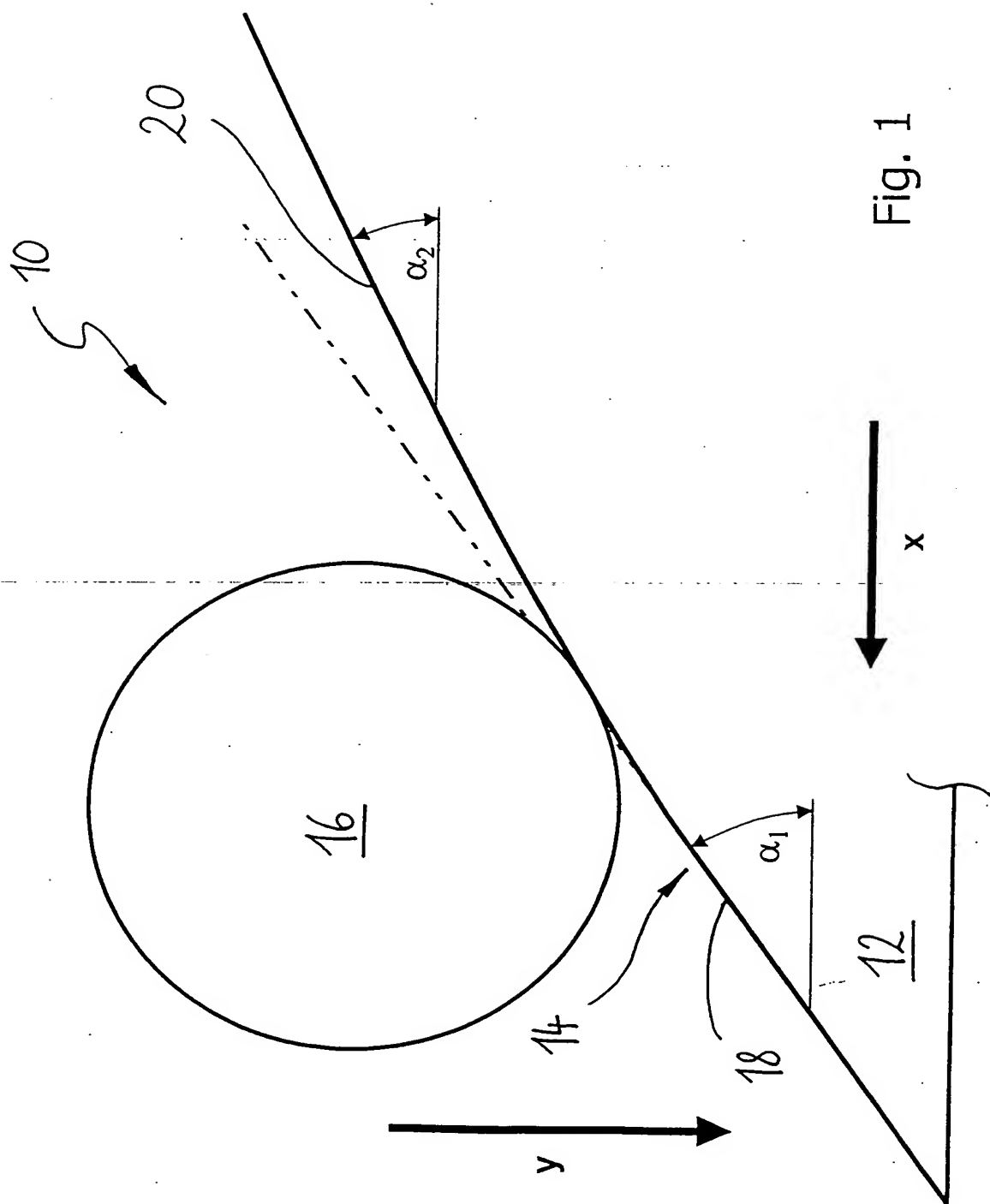
15

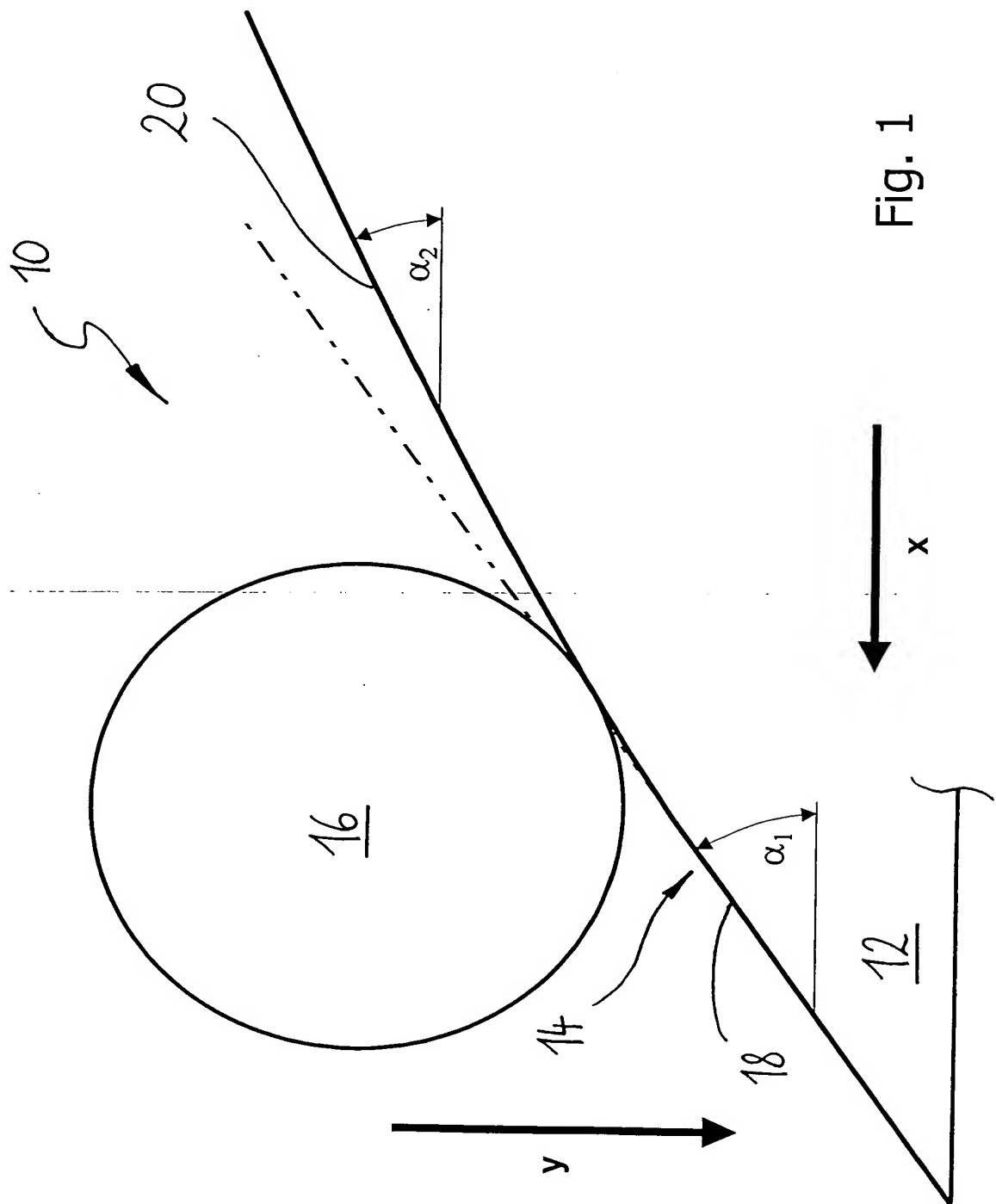
Zusammenfassung

5

Elektromechanische Bremse
mit Selbstverstärkung und veränderlichem Keilwinkel

- 10 Eine elektromechanische Bremse hat einen elektrischen Aktuator, der eine Betätigungskraft erzeugt und auf zumindest ein Reibglied wirkt, um dieses zum Hervorrufen einer Reibkraft gegen ein drehbares, abzubremsendes Bauteil der Bremse zu drücken. Zwischen dem Reibglied und dem elektrischen Aktuator ist eine
- 15 Selbstverstärkungseinrichtung angeordnet, die zur Selbstverstärkung der vom elektrischen Aktuator erzeugten Betätigungskraft führt und die wenigstens einen Keil (12) umfaßt, der eine unter einem Keilwinkel α angeordnete Keilfläche (14) aufweist, die sich an einem zugehörigen Widerlager (16) abstützt. Beim
- 20 Betätigen der Bremse verschiebt der elektrische Aktuator den Keil (12) relativ zum Widerlager (16) in einer Betätigungsrichtung (x), um das Reibglied gegen das abzubremsende Bauteil der Bremse zu drücken. Um einen hohen Selbstverstärkungsgrad und kurze Betätigungswege zu erreichen, ist der Keilwinkel α auf
- 25 einem ersten Abschnitt (18) der Keilfläche (14), welcher zu Beginn der Bremsbetätigung wirksam ist, konstant und auf einem sich an den ersten Abschnitt (18) anschließenden zweiten Abschnitt (20) kleiner als auf dem ersten Abschnitt (18).
- 30 (Fig. 1)





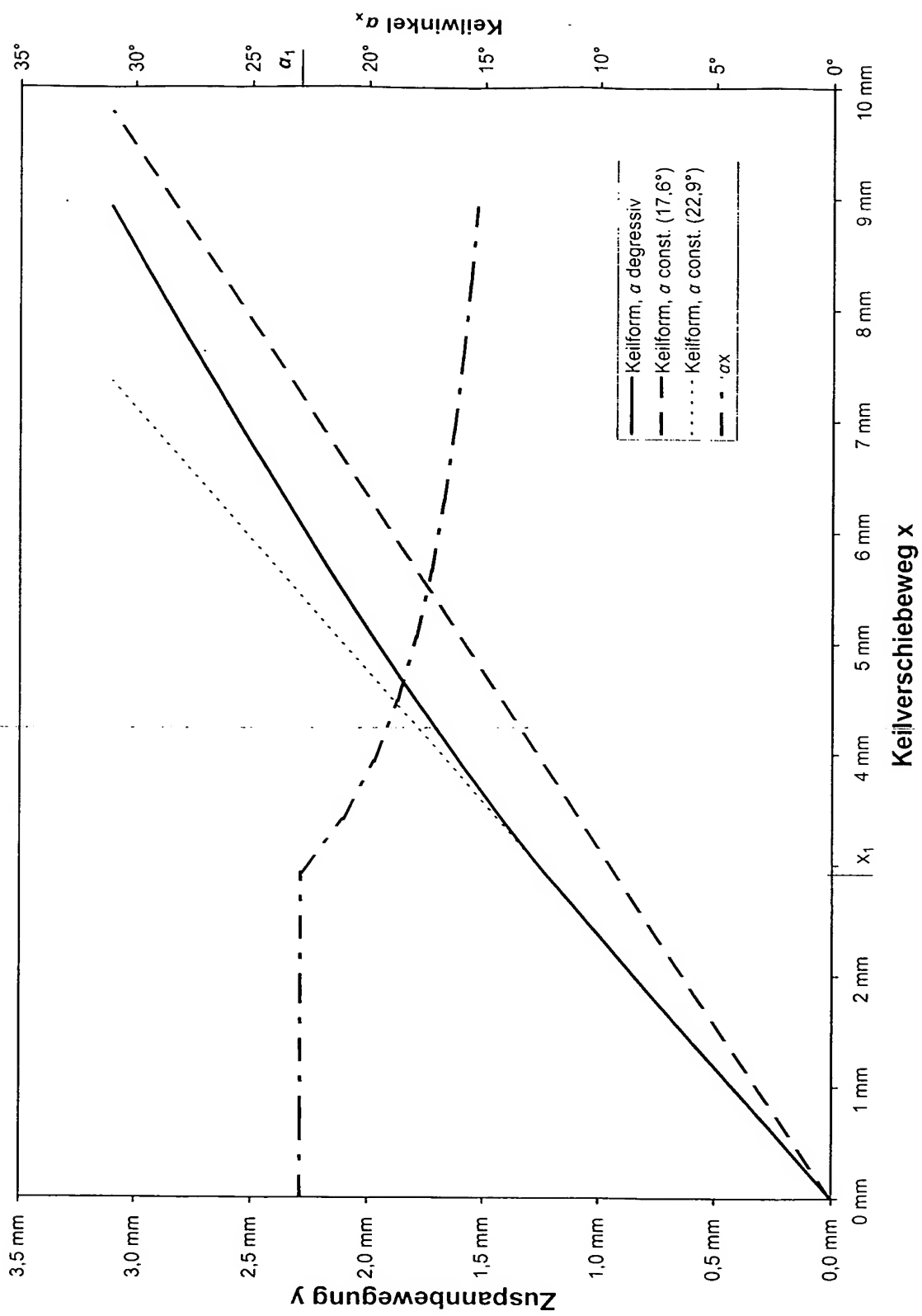


Fig. 2

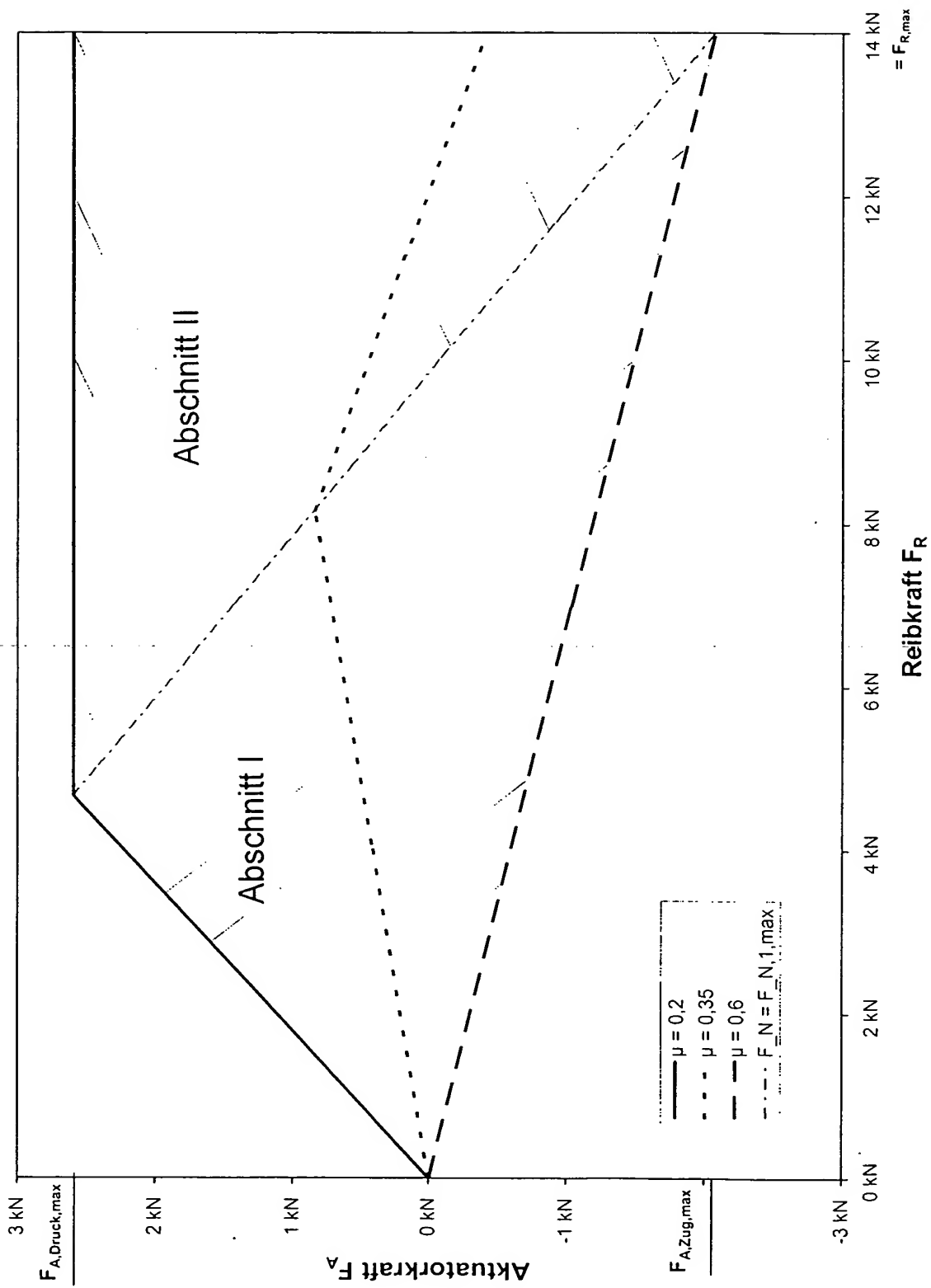


Fig. 3

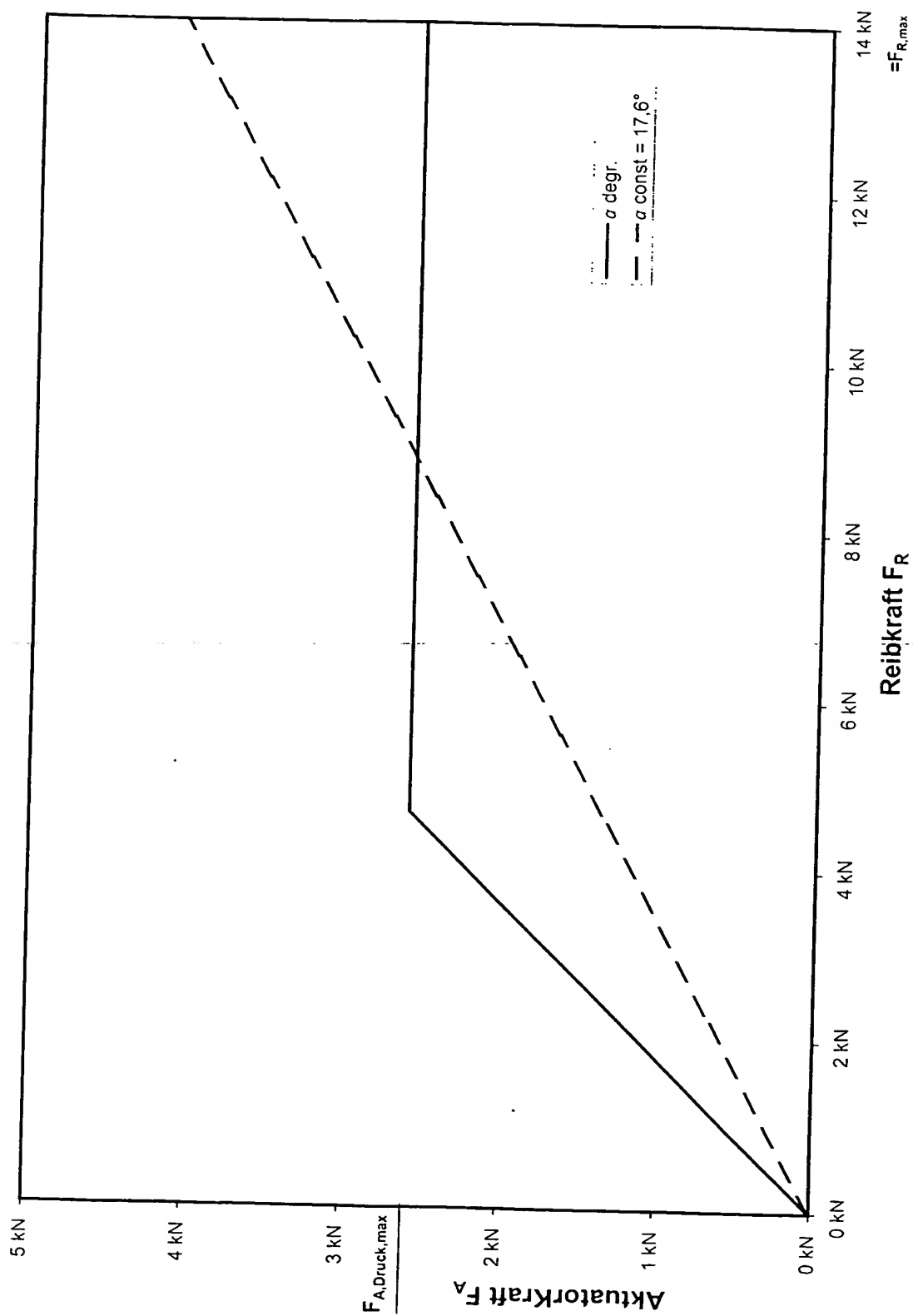


Fig. 4